

51
19

FEDERAL REPUBLIC
OF GERMANY



GERMAN PATENT OFFICE

Int. Cl.³:

F 02 B 29/00

DE 29 30 124 A1

[stamp]

Government Property

11

Unexamined Patent Application

29 30 124

21

Application number:

P 29 30 124.4

22

Filing date:

July 25, 1979

43

Date laid open for
public inspection:

February 12, 1981

30

Union Priority:

32 33 31 -

54

Title:

Four-cycle Engine

71

Applicant:

Wieser, Rudolf, Dr., 6800 Mannheim

72

Inventor:

Same as applicant

DE 29 30 124 A1

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Claims

1. Four-cycle internal combustion engine designed as a piston stroke engine, characterized in that during the compression stroke the intake valve(s) (10) of each working cylinder has/have a crank angle of at least 30 degrees, preferably 60-90 degrees, past the crank-side dead center.
2. Four-cycle engine designed as a piston stroke engine, characterized in that the (average) intake pressure at rated engine load is at least 0.3 bar, preferably 1 to 3 bar, greater than the (average) exhaust stroke pressure.
3. Four-cycle engine designed as a piston stroke engine, characterized in that the precompression of the combustion air and, optionally, the compression of additional cylinder cooling air, occurs according to an isothermal or approximately isothermal change of state.
4. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 3, characterized in that the precompression unit(s) (12b) for the combustion air and optionally for the additional cylinder cooling air is/are impinged on during operation by a cooling medium (such as water or air), in a manner known as such.
5. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 4, characterized in that the combustion air is preheated by waste heat after the precompression of the combustion air.

ORIGINAL INSPECTED**030067/0315**

HIS PAGE BLANK (USPTO)

6. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 4, as well as claim 5, characterized in that the preheating of the precompressed combustion air occurs in the cooling channel(s) (3) of the cylinder(s) and optionally in the cooling chamber(s) (8) of the cylinder head(s) (7).
7. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 4 and Claim 5, characterized in that the preheating of the precompressed combustion air occurs in at least one heat exchanger (18) impinged on by the exhaust gas from the post-expansion unit(s) (12a).
8. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 7, characterized in that the combustion air is precompressed in at least one screw spindle unit (screw spindle compressor) (12b) or rotary piston unit, preferably in a cooled screw spindle unit or cooled rotary piston unit.
9. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 8, characterized in that the post-expansion of the cylinder exhaust gas occurs in at least one screw spindle unit (12a) or rotary piston unit.
10. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 9, characterized in that for the excess cooling air for the cylinder and cylinder head (7), or the cylinders and cylinder heads, at least one separate expansion unit (12c)

THIS PAGE BLANK (USFTO)

is provided which preferably drives the precompression unit (12b).

11. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 10, characterized in that the expansion of (excess) cooling air for the cylinder and cylinder head (7), or the cylinders and cylinder heads, occurs in at least one screw spindle unit (12c) or rotary piston unit.
12. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 11, characterized in that during operation the closing time of the intake valve(s) (10) may be changed in a manner known as such.
13. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 12, characterized in that the multiplication gearing (13) between the crankshaft (6) and the post-expansion/precompression unit (12) has a variable transformation.
14. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 13, designed as a spark ignition engine, preferably for the combustion of gasoline or gasoline-containing mixtures, characterized in that the overall compression ratio is at least 1:15, preferably 1:18 to 1:25.
15. Four-cycle engine, designed as a spark ignition engine, according to at least one of Claims 1 through 14, characterized in that fuel (preferably gasoline or a gasoline-containing mixture) is injected into each cylinder unit during the compression stroke, this injection beginning at least at a crank angle of 30 degrees before the cylinder head-side dead center, preferably directly after the intake

THIS PAGE BLANK (USFTO)

valve(s) (10) close(s), and the ignition of this fuel occurring in a manner known as such in the vicinity of the cylinder head-side dead center by means of electrical ignition sparks.

16. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 15, characterized in that in each cylinder head (7) an injection chamber (21) is provided which opens toward the piston (4).

17. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 15 and Claim 16, characterized in that the perpendicular cross section of the injection chamber (21) with respect to the cylinder axis has an oval, preferably elliptical, shape.

18. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 15 and Claim 16, characterized in that the injection chamber (21) has a reduced cross-sectional area (22) facing the piston (4).

19. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 15 and Claim 16, characterized in that an intake valve (10) and/or an exhaust valve (11) are situated in the cylinder-head end face of the injection chamber (21).

20. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 15 and Claim 16, characterized in that the injection nozzle (9') and/or the spark plug (23) is/are situated in the peripheral boundary wall of the injection chamber (21).

21. Four-cycle engine according to at least one of Claims 1 through 15 and Claim 16, characterized in that the axis of the injection nozzle (9') points toward, or approximately toward, the spark plug (23).

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Four-cycle Engine

The invention relates to a four-cycle internal combustion engine having reduced specific fuel consumption and lower pollutant concentrations in the exhaust gas.

In internal combustion engines of previous designs, the overall efficiency at rated load is 35–42% for diesel engines, and 25–29% for spark ignition engines. A number of factors are responsible for these poor efficiencies:

In particular for high-speed vehicle engines, exhaust gas temperatures of 800°C (for diesel engines) to 1000°C (for spark ignition engines) occur at rated load, resulting in considerable degradation of the engine efficiency (overall efficiency). For diesel engines, these high exhaust gas temperatures are caused by the fact that the fuel injection cannot be shortened to the degree required by the high engine rotational speed, thus resulting in a displacement in the combustion. Moreover, for vehicle diesel engines and vehicle spark ignition engines the expansion ratio of the expanding gas is relatively small (much smaller than the compression ratio), which likewise results in high exhaust gas temperatures.

Many supercharged engines (diesel or spark ignition engines) operate with respect to the drive of the exhaust gas turbine according to the so-called “pulse process,” in which somewhat better use is made of the residual energy from the exhaust gas for the drive of the exhaust gas turbine. However, this “pulse process” requires separate exhaust gas lines from individual engine cylinder groups to the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

exhaust gas turbine, which requires a fairly complicated design. Nevertheless, optimum use is not made of the energy from the engine exhaust gas as a result of the pulse-like impingement on the exhaust gas turbine.

Other supercharged engines operate according to the simpler "congestion process" which lacks the complicated design of the exhaust gas lines, but which causes a thermodynamic loss such that complete use cannot be made of the pressure energy from the engine exhaust gas for the drive of the exhaust gas turbine. In this case, a "congestion process" would be desirable which operates without thermodynamic loss and makes optimum use of the energy from the exhaust gas.

In the exhaust gas turbochargers currently in use, it is also disadvantageous that the charge pressure progressively drops as the rotational speed of the engine decreases, resulting in an undesired decrease in the engine torque. At the same, this causes a decrease in the overall compression ratio, which further reduces the overall engine efficiency. In this case, an exhaust gas-driven post-expansion/precompression unit would be desirable which keeps the charge pressure at least constant at low engine rotational speed.

The overall efficiency is so much lower for gasoline engines than for diesel engines because the compression ratio at customary engine rotational speeds can be only approximately 1:9.5, since otherwise, unacceptable pre-ignition would result at higher compression ratios due to the rising compression end temperatures. A compression ratio of 1:9.5 requires the addition of toxic additives (lead) to the gasoline, which greatly increases the burden on the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

environment.

An additional reason for the low overall efficiency in the gasoline engine is that the engine is usually operated with excess fuel to achieve adequate ignition performance, which places an even greater burden on the environment.

In this case, a gasoline engine would be desirable which operates at a high overall compression ratio without the need for fuel additives, and which operates with low excess air under reliable ignition conditions and thus has a very low concentration of pollutants in the exhaust gas.

In the current internal combustion engines it is also disadvantageous that 20–30% of the heat from the fuel discharges to the cooling water or the cooling air, which further reduces the overall engine efficiency. In this case, it would be desirable to make—at least partial—use of this lost cooling heat for generating mechanical energy.

Lastly, further reduction in the weight, dimensions, and cost of internal combustion engines would be desirable.

To avoid these disadvantages and meet the stated requirements, a four-cycle internal combustion engine designed as a piston stroke engine is proposed, which according to the invention is characterized in that during the compression stroke the intake valve(s) of each working cylinder has/have a crank angle of at least 30 degrees, preferably 60–90 degrees, past the crank-side dead center. This measure appreciably increases the expansion ratio during the expansion stroke (resulting in additional gain in mechanical energy) and allows the use of a

THIS PAGE BLANK (USPTO)

loss-free "congestion process" for the post-expansion, thereby simplifying the engine design.

According to another feature of the invention, the (average) intake pressure at rated engine load is at least 0.3 bar, preferably 1 to 3 bar, greater than the average exhaust stroke pressure. In this manner it is possible to increase the average effective pressure and thus the cylinder power.

To further increase the efficiency, precompression of the combustion air and, optionally, the compression of additional cylinder cooling air, occurs according to an isothermal or approximately isothermal change of state. To this end, the precompression unit is impinged on during operation by a cooling medium (such as water or air), in a manner known as such.

According to a further feature of the invention, to further increase the boost in efficiency, preferably in diesel engines, the combustion air is preheated by waste heat after the isothermal precompression of the combustion air.

Specifically, this preheating of the precompressed combustion air occurs either in the cooling channels of the cylinder(s) and in the cooling chambers of the cylinder head(s), or in at least one heat exchanger impinged on by the exhaust gas from the post-expansion unit.

To prevent the charge pressure from dropping at lower engine rotational speed, the combustion air is precompressed in at least one screw spindle unit

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(screw spindle compressor) or rotary piston unit, preferably in a cooled screw spindle unit or cooled rotary piston unit. The post-expansion of the cylinder exhaust gas also takes place in at least one screw spindle unit or rotary piston unit.

For the (excess) cooling air for the cylinder(s) and cylinder head(s), at least one separate expansion unit is provided which preferably drives the precompression unit. In this manner it is possible to raise the precompression pressure considerably (by approximately 1 to 3 bar) above the exhaust stroke pressure of the cylinder. The expansion unit for the (excess) cooling air is likewise designed as a screw spindle unit or rotary piston unit.

To achieve optimum operating conditions under partial load or at various engine rotational speeds, during operation the closing time of the intake valves may be changed in a manner known as such.

For this purpose, the multiplication gearing between the crankshaft and the post-expansion/precompression unit also has a variable transformation.

If the engine is a spark ignition engine, preferably for the combustion of gasoline or gasoline-containing mixtures, for increasing the efficiency the engine has an overall compression ratio (i.e., the ratio of the compression volume in the cylinder to the intake volume upstream from the precompression unit) of at least 1:15, preferably 1:18 to 1:25. In a spark ignition engine there is little or no preheating of the combustion air after it is precompressed.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

According to an additional, significant feature of the invention, for spark ignition engines the fuel (preferably gasoline or a gasoline-containing mixture) is injected into each cylinder unit during the compression stroke, this injection in each case beginning no later than a crank angle of 30° before the cylinder head-side dead center, preferably directly after the intake valve(s) close(s), and the ignition of the fuel occurring in a manner known as such in the vicinity of the cylinder head-side dead center by means of electrical ignition sparks.

These measures allow a higher fuel concentration to be achieved locally in the combustion chamber, thereby ensuring reliable ignition, and at the same time enable the engine to operate with low excess air, which increases the efficiency and reduces the pollutant concentration in the exhaust gas (principle of stratified charge).

According to a further feature of the invention, an injection chamber is provided in the cylinder head which opens toward the piston. The perpendicular cross section of this injection chamber with respect to the cylinder axis has an oval, preferably elliptical, shape.

The injection chamber has a reduced cross-sectional area facing the piston. An intake valve and an exhaust valve are provided in the cylinder-head side end face of the injection chamber.

The injection nozzle and/or the spark plug is/are situated in the peripheral boundary wall of the injection chamber, with the axis of the injection nozzle pointing toward the spark plug. This provides optimum ignition conditions, even when the engine is operated with low excess air.

THIS PAGE BLANK (USF)

The drawings show three embodiments of the object of the invention, with illustrative diagrams provided as examples:

Figure 1 shows a longitudinal section of the novel engine, designed as a diesel engine, as a first embodiment;

Figure 2a shows a pressure-volume diagram of the piston stroke;

Figure 2b shows the same pressure-volume diagram, for the timing diagram (crank cycle);

Figure 3 shows a longitudinal section of the novel diesel engine with a heat exchanger, as a second embodiment;

Figure 4a shows a pressure-volume diagram for the piston stroke in the second embodiment;

Figure 4b shows the same pressure-volume diagram for the crank cycle;

Figure 5 shows the temperature-entropy diagram of the diesel engine illustrated in Figure 3;

Figure 6 shows a longitudinal section of the novel engine, designed as a spark ignition engine, as a third embodiment;

Figure 6a shows a horizontal detail section through the cylinder head along line A-B of Figure 6;

Figure 7a shows a shows a pressure-volume diagram of the piston stroke;

Figure 7b shows the same pressure-volume diagram for the crank cycle; and

Figure 8 shows the temperature-entropy diagram of the spark ignition engine illustrated in Figure 6.

In the diesel engine illustrated in Figure 1 (single-cylinder machine) as the

HIS PAGE BLANK (USPTO)

first embodiment of the object of the invention, the cylinder liner 2 is situated in the cylinder wall 1. The cooling channel 3 is situated therebetween, through which precompressed air (combustion air and excess cooling air) flows during operation.

The piston 4 transfers its force via the connecting rod 5 to the crankshaft 6 (distorted in the illustration).

The cylinder head 7 together with the cooling chamber 8 rest above the cylinder wall 1. The precompressed air from the cooling channel 3 flows through this cooling chamber 8 during operation.

The central injection nozzle 9 in addition to the intake valve 10 and the exhaust valve 11 are situated in the cylinder head 7.

The illustrated diesel engine has a post-expansion precompression unit 12 comprising the screw spindle post-expansion unit 12a, the screw spindle compressor 12b as precompression unit, and the screw spindle expansion unit 12c for the excess cooling air. Devices 12a, 12b, and 12c rest on the common shaft 12d, which is mechanically connected to the crankshaft 6 via the variable multiplication gearing 13. (A non-variable multiplication gearing may optionally be used as well.)

The screw spindle compressor 12b has a double-shelled housing through which cooling water (or cooling air) flows, thereby achieving (approximately) isothermal precompression of the combustion air and the excess cooling air. For large engines, to improve the cooling effect multiple screw spindle compressors 12b may be provided in parallel with the air to be compressed.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The air compressed in the precompression unit 12b flows through the connecting line 14 into the cooling channel 3 between the cylinder shell 1 and the cylinder lining 2, and from there into the cooling chamber 8 in the cylinder head 7.

From the cooling chamber 8 the precompressed air (with a compression pressure of approximately 6 bar and a preheat temperature of approximately 300°C) flows through the connecting line 15, a portion flowing as combustion air through line 15a to the intake valve 10 and another portion flowing through line 15b to the expansion unit 12c which drives the precompression unit 12b.

This expansion of the cooling air preheated to approximately 300°C causes a portion of the energy initially lost in the cylinder and cylinder head to be converted to mechanical energy. The preheated cooling air may optionally undergo additional heating in a separate combustion chamber 16, thereby boosting power to the engine.

From the exhaust valve 11, the partially expanded exhaust gas (expansion pressure approximately 4 bar) flows from the cylinder through line 17 to the post-expansion unit 12a, which likewise drives the precompression unit 12b.

The preheating of the precompressed air in the cooling channel 3 and in the cooling chamber 8 is necessary in diesel engines to obtain a sufficiently high compression end temperature for the subsequent compression in the cylinder, thereby ensuring ignition of the injected fuel.

The opening angle (opening time) for the intake valve 10 and the exhaust valve 11 are plotted in the timing diagram.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Of particular importance is the closing delay of the intake valve 10 during the compression stroke, which during the working stroke allows a post-expansion of the combustion gas and thus an improvement in the overall engine efficiency. (In Figure 2a, this working gain from post-expansion is illustrated by cross-hatched lines.)

It is also important that the (average) intake pressure is considerably greater than (by approximately 2 bar) the (average) exhaust stroke [pressure]. This increases the average effective cylinder pressure in the engine.

The working area gained during a working cycle (two crank revolutions) is indicated in Figure 2b by cross-hatched lines.

In the diesel engine illustrated in Figure 3 as the second embodiment of the object of the invention, said diesel engine has a heat exchanger 18 in which the precompressed combustion air is preheated by the exhaust gas exiting the post-expansion unit 12a.

The air precompressed in the precompression unit 12b flows through line 19 to the heat exchanger 18, and from there flows through line 19a to the intake valve 10.

The cooling air flows through line 19b to the cooling channel 3, and from there flows through the cooling chamber 8 and line 20 to the expansion unit 12c.

The cylinder exhaust gas (expansion pressure approximately 4 bar) again flows through line 17 to the post-expansion unit 12a, and from there flows through line 17a to the heat exchanger 18.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The remaining reference numbers for the diesel engine illustrated in Figure 3 essentially correspond to the reference numbers of the diesel engine shown in Figure 1.

The diesel engine illustrated in Figure 3, as compared to that in Figure 1, has a somewhat reduced specific fuel consumption, since in the former the power output is greater in the expansion unit 12c for the cooling air. The additional power output from the unit 12c is conducted via the multiplication gearing 13 into the crankshaft.

The diesel engine illustrated in Figure 3, compared to those of conventional design, also has a lower specific fuel consumption when for any reason the air cooling of the cylinders and cylinder heads is not applicable.

Figure 5 illustrates the thermodynamic cycle process in the temperature-entropy diagram for the diesel engine shown in Figure 3.

- I-II is the isothermal precompression
- II-III is the isobaric, regenerative preheating in reference number 18
- III-IV is the adiabatic compression in the cylinder
- IV-V is the isochoric combustion portion
- V-VI is the isobaric combustion portion
- VI-VII is the adiabatic expansion in the cylinder
- VII-VIII is the adiabatic post-expansion (reference number 12a)
- VIII-IX is the cooling of the exhaust gas in the heat exchanger 18
- IX-I is the release of waste heat (with the exhaust gas from reference number 18).

THIS PAGE BLANK (USPTO)

In the spark ignition engine (single-cylinder machine) illustrated in Figure 6 as the third embodiment of the object of the invention, the reference numbers correspond to those of the diesel engine illustrated in Figure 1 if the reference numbers are the same.

The injection chamber 21, which opens toward the piston 4, is provided in the cylinder head 7 together with the cooling chamber 8, and has a reduced cross-sectional area 22. As seen in Figure 6a, the injection chamber 21 has an elliptical perpendicular cross section.

The intake valve 10 and exhaust valve 11 are situated in the cylinder-head end face of this injection chamber 21.

The injection nozzle 9' (for gasoline injection) and the spark plug 23 are situated in the peripheral region of the injection chamber 21. The axis of the injection nozzle 9' points toward the spark plug 23. This arrangement enables a locally higher fuel concentration to be achieved in the area upstream from the spark plug 23, which on the one hand ensures good ignition and on the other hand allows the overall combustion process to operate with low excess air, which lowers the specific fuel consumption and reduces the concentration of pollutants in the exhaust gas.

This spark ignition engine also has a post-expansion precompression unit 12 comprising the screw spindle post-expansion unit 12a for the cylinder exhaust gas, the cooled screw spindle compressor 12b for combustion air and cooling air, and the screw spindle expansion unit 12c for the cooling air.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

A portion of the precompressed air flows from the precompression unit 12b as combustion air through line 24 to the intake valve 10 in the cylinder head 7. To prevent the compression end temperature in the cylinder from rising to excessive levels, there is no preheating of the precompressed combustion air, thereby avoiding the risk of pre-ignition.

The other portion of the precompressed air flows as cooling air through line 25 into the cooling channel 3, and from there flows into the cooling chamber 8 in the cylinder head 7.

From the cooling chamber 8 the cooling air with a preheat temperature of approximately 300°C flows through line 20 to the expansion unit 12c which drives the precompressor 12b.

The exhaust gas from the cylinder flows through the exhaust valve 11 and line 17 to the post-expansion unit 12a, which likewise drives the precompressor 12b.

The opening angle (opening time) for the intake valve 10 and the exhaust valve 11 are again plotted in the timing diagram.

Once again, during the compression stroke the intake valve 10 exhibits a pronounced closing delay which allows post-expansion of the combustion gas during the working stroke.

The (average) intake pressure is again considerably greater than (by approximately 2 bar) the (average) exhaust stroke pressure, as shown in the pressure-volume diagram (Figures 7a and 7b, respectively).

Also plotted in the timing diagram and in the pressure-volume diagrams

HIS PAGE BLANK (USPTO)

(Figure 7a, Figure 7b) are the crank angles and/or the piston strokes, during which in the compression stroke the gasoline injection BE into the cylinder, i.e., the injection chamber 21, occurs via the nozzle 9'. This gasoline injection begins directly after the intake valve 10 closes, and ends before the cylinder-head side dead center.

Figure 8 illustrates the thermodynamic cycle process in the temperature-entropy diagram for the spark ignition engine shown in Figure 6.

- X–XI is the isothermal precompression
- XI–XII is the adiabatic compression in the cylinder
- XII–XIII is the isochoric combustion portion
- XIII–XIV is the isobaric combustion portion
- XIV–XV is the adiabatic expansion in the cylinder
- XV–XVI is the adiabatic post-expansion (reference number 12a)
- XVI–X is the release of waste heat (with the exhaust gas from reference number 12a).

As the result of its higher overall compression ratio, its “post-expansion” in the cylinders, and the gasoline injection into the cylinders, the novel spark ignition engine illustrated in Figure 6 when equipped with water cooling has a significantly lower specific fuel consumption compared to conventional spark ignition engines.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

blank page

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[see source for Figures 3, 4a, 4b]

Key to Figures 1, 3, 6:

Auslaßventil offen = Exhaust valve open

Einlaßventil offen = Intake valve open

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[see source for Figures 5 and 8]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[see source for Figures 6, 6a, 7a, 7b]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[see source for Figures 1, 2a, 2b]

Number:	29 30 124
Int. Cl. ² :	F 02 B 29/00
Filing date:	July 25, 1979
Date laid open for public inspection:	February 12, 1981

[see source for figures]

ORIGINAL INSPECTED

030067/0315

THIS PAGE BLANK (USPTO)

⑤

Int. Cl. 3:

F 02 B 29/00

⑯ BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



COPY

Inschreibungsamt

DE 29 30 124 A 1

⑪

Offenlegungsschrift

29 30 124

⑫

Aktenzeichen:

P 29 30 124.4

⑬

Anmeldetag:

25. 7. 79

⑭

Offenlegungstag:

12. 2. 81

⑮

Unionspriorität:

⑮ ⑯ ⑰

⑱

Bezeichnung:

Viertaktmotor

⑲

Anmelder:

Wieser, Rudolf, Dr., 6800 Mannheim

⑳

Erfinder:

gleich Anmelder

DE 29 30 124 A 1

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Viertakt - Verbrennungsmotor, ausgebildet als Kolbenhubmotor, dadurch gekennzeichnet, daß das Einlaßventil bzw. die Einlaßventile (10) jedes Arbeitszylinders während des Verdichtungshubes wenigstens 30 Kurbelwinkelgrade, vorzugsweise aber 60 - 90 Kurbelwinkelgrade nach kurbelseitigem Totpunkt schließt bzw. schließen.
2. Viertaktmotor, ausgebildet als Kolbenhubmotor, dadurch gekennzeichnet, daß während der Nennlast des Motors der (mittlere) Ansaugdruck wenigstens 0,3 bar, vorzugsweise aber 1 bis 3 bar über dem (mittleren) Ausschubdruck liegt.
3. Viertaktmotor, ausgebildet als Kolbenhubmotor, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorverdichtung der Verbrennungsluft und gegebenenfalls auch die der zusätzlichen Zylinderkühlluft nach einer isothermen oder einer angenähert isothermen Zustandsänderung erfolgt.
4. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Vorverdichtungsaggregat (12b) bzw. die Vorverdichtungsaggregate für die Verbrennungsluft und gegebenenfalls für die zusätzliche Zylinderkühlluft während des Betriebes in an sich bekannter Weise durch ein Kühlmedium (z.B. Wasser, Luft) beaufschlagt ist bzw. sind.
5. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß nach der Vorverdichtung der Verbrennungsluft eine Vorwärmung derselben durch Abwärme erfolgt.

030067/0315

ORIGINAL INSPECTED

6. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 4, sowie nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft in dem Kühlkanal (3) bzw. den Kühlkanälen des Zylinders bzw. der Zylinder und gegebenenfalls in dem Kühlraum (8) bzw. in den Kühlräumen des Zylinderkopfes (7) bzw. der Zylinderköpfe erfolgt.

7. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 4, sowie nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft in wenigstens einem Wärmetauscher (18) erfolgt, der von den Abgasen des Nachentspannungsaggregates (12a) bzw. der Nachentspannungsaggregate beaufschlagt wird.

8. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorverdichtung der Verbrennungsluft in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat (Schraubenspindelverdichter) (12b) oder Drehkolbenaggregat, vorzugsweise in einem gekühltem Schraubenspindelaggregat oder in einem gekühltem Drehkolbenaggregat erfolgt.

9. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachexpansion der Zylinderabgase in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat (12a) oder in einem Drehkolbenaggregat erfolgt.

10. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, daß für die überschüssige Kühlluft des Zylinders und Zylinderkopfes (7) bzw. der Zylinder und Zylinderköpfe wenigstens ein gesondertes Expansionsaggregat (12c) angeordnet ist, welches vorzugsweise das

030067/0315

Vorverdichtungsaggregat (12b) antreibt.

11. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Expansion der (überschüssigen) Kühlluft des Zylinder und Zylinderkopfes (7) bzw. der Zylinder und Zylinderköpfe in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat (12c) oder einem Drehkolbenaggregat erfolgt.

12. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 11, dadurch gekennzeichnet, daß während des Betriebes der Schließzeitpunkt des Einlaßventils (10) bzw. der Einlaßventile in an sich bekannter Weise verändert wird.

13. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Übersetzungsgetriebe (13) zwischen Kurbelwelle (6) ^{und} Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat (12) eine variable Übersetzung aufweist.

14. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 13, ausgebildet als Ottomotor, vorzugsweise für die Verbrennung von Benzin oder benzinhaltiger Gemische, dadurch gekennzeichnet, daß das Gesamtverdichtungsverhältnis wenigstens 1 : 15, vorzugsweise aber 1 : 18 bis 1 : 25 beträgt.

15. Viertaktmotor, ausgebildet als Ottomotor, nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 14, dadurch gekennzeichnet, daß in jede Zylindereinheit während der Verdichtungshübe Treibstoff (vorzugsweise Benzin oder ein Benzin enthaltendes Gemisch) eingespritzt wird, wobei diese Einspritzung ^{wenigstens} dreißig Kurbelwinkelgrade vor zylinderkopfseitigem Totpunkt, vorzugsweise aber unmittelbar nach dem Schließen des Einlaßventils (10)

030067/0315

bzw. der Einlaßorgane beginnt, und die Zündung dieses Treibstoffes in an sich bekannter Weise in der Nähe des zylinderkopfseitigen Totpunktes mittels elektrischer Zündfunken erfolgt.

16. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15, dadurch gekennzeichnet, daß in jedem Zylinderkopf (7) eine zum Kolben (4) hin offene Einspritzkammer (21) angeordnet ist.

17. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß der Normal-schnitt der Einspritzkammer (21) bezüglich der Zylinderachse ovale, vorzugsweise elliptische Form besitzt.

18. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Einspritzkammer (21) zum Kolben (4) hin eine Einschnürung (22) aufweist.

19. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß in der zylinderkopfseitigen Stirnwand der Einspritzkammer (21) ein Einlaßventil (10) und/oder ein Auslaßventil (11) angeordnet sind.

20. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Einspritzdüse (9') und/oder die Zündkerze (23) in der peripheren Begrenzungswand der Einspritzkammer (21) angeordnet sind bzw. ist.

21. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Achse der Einspritzdüse (9') auf die Zündkerze (23) oder annähernd auf die Zündkerze hin gerichtet ist.

030067/0315

V i e r t a k t m o t o r

Die Erfindung bezieht sich auf einen Viertakt-Verbrennungsmotor mit reduziertem|spezifischem Treibstoffverbrauch und verringertem Schadstoffgehalt in den Abgasen.

Bei Verbrennungsmotoren bisheriger Bauart betragen die Gesamtwirkungsgrade bei Nennlast 35 - 42 % bei Dieselmotoren und 25 - 29 % bei Ottomotoren. Für diese schlechten Wirkungsgrade sind eine Reihe von Ursachen maßgebend:

Besonders bei schnellaufenden Fahrzeugmotoren treten bei Nennlast noch Abgastemperaturen von 800°C (bei Dieselmotoren) bis 1000°C (bei Ottomotoren) auf, woraus eine beachtliche Verschlechterung des Motorwirkungsgrades (Gesamtwirkungsgrades) resultiert. Diese hohen Abgastemperaturen werden bei Dieselmotoren dadurch verursacht, daß die Treibstoffeinspritzung nicht in jenem Maße verkürzt werden kann, wie dies die hohe Motordrehzahl erfordert und es daher zu einer Verschleppung der Verbrennung kommt. Bei Fahrzeug-Dieselmotoren und Fahrzeug-Ottomotoren ist überdies das Entspannungsverhältnis des expandierenden Gases verhältnismäßig klein (beachtlich kleiner als das Kompressionsverhältnis) was ebenfalls hohe Abgastemperaturen bedingt.

Viele aufgeladene Motoren (Diesel- oder Ottomotoren) arbeiten bezüglich des Antriebes der Abgasturbine nach dem sogenannten "Stoßverfahren", bei dem die Restenergie der Abgase für den Antrieb der Abgasturbine etwas besser ausgenützt wird. Dieses "Stoßverfahren" erfordert aber eine getrennte Führung der Abgasleitungen einzelner Motorzylindergruppen zur Abgas-

030067/0315

turbine, was eine recht komplizierte Bauart des Motors bedingt. Trotzdem ist die Ausnützung der Energie der Motorabgase zufolge der stoßweisen Beaufschlagung der Abgasturbine nicht optimal.

Andere aufgeladene Motoren arbeiten nach dem einfacheren "Stauverfahren", bei dem die komplizierte Ausbildung der Abgasleitungen entfällt, bei dem aber ein thermodynamischer Verlust dadurch gegeben ist, daß die Druckenergie der Motorabgase nicht vollständig für den Antrieb der Abgasturbine ausgenützt werden kann. Hier wäre ein "Stauverfahren" erwünscht, das ohne thermodynamischen Verlust arbeitet und die Energie der Abgase optimal ausnützt.

Nachteilig bei den derzeit angewandten Abgasturboladern ist es auch, daß bei Drehzahlabsenkung des Motors der Ladedruck progressiv abfällt, was eine unerwünschte Abnahme des Drehmomentes des Motors zur Folge hat. Gleichzeitig ist dadurch eine Abnahme des Gesamtkompressionsverhältnisses gegeben, was den Gesamtwirkungsgrad des Motors weiter verringert. Hier wäre ein abgasgetriebenes Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat erwünscht, das bei niedriger Motordrehzahl den Ladedruck wenigstens konstant hält.

Bei Benzinmotoren ist der Gesamtwirkungsgrad deswegen soviel niedriger als bei Dieselmotoren, weil das Verdichtungsverhältnis bei üblichen Motordrehzahlen nur etwa 1 : 9,5 betragen darf, da es sonst bei höheren Verdichtungsverhältnissen zufolge der ansteigenden Verdichtungsendtemperaturen zu unzulässigen Frühzündungen kommt. Dabei erfordert schon ein Verdichtungsverhältnis von 1 : 9,5 den Zusatz von giftigen Additiven (Blei) zum Benzin, was die Umweltbelastung stark vergrößert.

030067/0315

Eine weitere Ursache für den geringen Gesamtwirkungsgrad des Benzinmotors liegt darin, daß er zur Erreichung genügender Zündwilligkeit meist mit Treibstoffüberschuß gefahren wird, was überdies noch die Umweltbelastung erhöht.

Hier wäre ein Benzinmotor erwünscht, der mit hohem Gesamtverdichtungsverhältnis arbeitet, dessen Treibstoff keine Additive erfordert, der - bei sicheren Zündverhältnissen - mit geringem Luftüberschuß betrieben wird und der dadurch sehr niedrige Schadstoffwerte in den Abgasen aufweist.

Weiters ist es bei den jetzigen Verbrennungsmotoren von Nachteil, daß 20 - 30 % der Treibstoffwärme in das Kühlwasser bzw. die Kühlluft abfließen, was den Gesamtwirkungsgrad der Motoren weiter verringert. Hier wäre eine - wenigstens teilweise-Nutzung dieser verlorenen Kühlwärme zur Erzeugung von mechanischer Energie erwünscht.

Schließlich wäre bei den Verbrennungsmotoren eine weitere Verringerung ihrer Gewichte, Abmessungen und Preise erwünscht.

Zur Vermeidung dieser Nachteile und um den genannten Forderungen zu entsprechen, wird ein als Kolbenhubmotor ausgebildeter Viertakt-Verbrennungsmotor vorgeschlagen, der erfindungsgemäß dadurch gekennzeichnet ist, daß das Einlaßventil bzw. die Einlaßventile jedes Arbeitszylinders während des Verdichtungshubes wenigstens 30 Kurbelwinkelgrade, vorzugsweise aber 60 - 90 Kurbelwinkelgrade nach kurbelseitigem Totpunkt schließt bzw. schließen. Durch diese Maßnahme wird während des Entspannungshubes das Expansionsverhältnis beachtlich vergrößert (was den zusätzlichen Gewinn von mechanischer Energie erbringt) und die Anwendung eines verlustfreien

030067/0315

"Stauverfahrens" für die Nachexpansion ermöglicht, wodurch die Motorkonstruktion vereinfacht wird.

Nach einem anderen Merkmal der Erfindung liegt bei Nennlast des Motors der (mittlere) Ansaugdruck wenigstens 0,3 bar, vorzugsweise aber 1 bis 3 bar über dem mittleren Ausschubdruck. Hierdurch ist eine Steigerung des mittleren effektiven Druckes und sohin eine Erhöhung der Zylinderleistung möglich.

Zur weiteren Erhöhung des Wirkungsgrades erfolgt die Vorverdichtung der Verbrennungsluft und gegebenenfalls auch die Verdichtung der zusätzlichen Zylinderkühlluft nach einer isothermen oder angenähert isothermen Zustandsänderung. Hierzu wird das Vorverdichtungsaggregat während des Betriebes in an sich bekannter Weise durch ein Kühlmedium (z.B. Wasser, Luft) beaufschlagt.

Nach einem anderen Merkmal der Erfindung erfolgt - vorzugsweise bei Dieselmotoren - zur weiteren Wirkungsgradsteigerung nach der isothermen Vorverdichtung der Verbrennungsluft eine Vorwärmung derselben durch Abwärme.

Und zwar erfolgt diese Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft entweder in den Kühlkanälen des Zylinders bzw. der Zylinder und in den Kühlräumen des Zylinderkopfes bzw. der Zylinderköpfe. Oder aber geschieht die Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft in wenigstens einem Wärmetauscher, der von den Abgasen des Nachentspannungsaggregates beaufschlagt ist.

Um ein Absinken des Ladedruckes bei verminderter Motordrehzahl zu verhindern, erfolgt die Vorverdichtung der Verbrennungsluft in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat

030067/0315

(Schraubenspindelverdichter) oder Drehkolbenaggregat, vorzugsweise in einem gekühlten Schraubenspindelaggregat oder einem gekühltem Drehkolbenaggregat. Auch die Nachexpansion der Zylinderabgase erfolgt in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat oder in einem Drehkolbenaggregat.

Für die (überschüssige) Kühlluft des Zylinders und Zylinderkopfes bzw. der Zylinder und Zylinderköpfe ist wenigstens ein gesondertes Expansionsaggregat vorgesehen, welches vorzugsweise das Vorverdichtungsaggregat antreibt. Hierdurch ist es möglich, den Vorverdichtungsdruck beachtlich (um ca. 1 bis 3 bar) über den Ausschubdruck des Zylinders anzuheben. Das Expansionsaggregat für die (überschüssige) Kühlluft ist dabei ebenfalls als Schraubenspindelaggregat oder Drehkolbenaggregat gestaltet.

Um bei Teillast oder unterschiedlichen Drehzahlen des Motors optimale Betriebsverhältnisse zu erhalten kann während des Betriebes der Schließzeitpunkt der Einlaßventile in an sich bekannter Weise verändert werden.

Zu diesem Zweck besitzt auch das Übersetzungsgetriebe zwischen Kurbelwelle und Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat eine variable Übersetzung.

Ist der Motor ein Ottomotor, vorzugsweise für die Verbrennung von Benzin oder benzinhaltiger Gemische, so besitzt er zur Steigerung des Wirkungsgrades ein Gesamtverdichtungsverhältnis (dies ist das Verhältnis vom Kompressionsvolumen im Zylinder zum Ansaugvolumen vor dem Vorverdichtungsaggregat) von wenigstens 1 : 15, vorzugsweise aber von 1 : 18 bis 1 : 25. Eine Vorwärmung der Verbrennungsluft nach deren Vorverdichtung findet bei einem Ottomotor nicht oder nur in geringem Maße statt.

030067/0315

Nach einem weiteren, wesentlichen Merkmal der Erfindung wird beim Ottomotor in jede Zylindereinheit während der Verdichtungshübe Treibstoff (vorzugsweise Benzin oder ein Benzin enthaltendes Gemisch) eingespritzt, wobei diese Einspritzung jeweils spätestens 30 Kurbelwinkelgrade vor zylinderkopfseitigem Totpunkt, vorzugsweise aber unmittelbar nach dem Schließen des Einlaßventiles bzw. der Einlaßorgane beginnt und die Zündung des Treibstoffes in an sich bekannter Weise in der Nähe des zylinderkopfseitigen Totpunktes mittels elektrischer Zündfunken erfolgt.

Durch diese Maßnahmen ist es möglich, örtlich im Verbrennungsraum eine höhere Treibstoffkonzentration zu erreichen - was eine sichere Zündung gewährleistet - und gleichzeitig den Motor mit geringem Luftüberschuß zu fahren, was den Wirkungsgrad steigert und den Schadstoffgehalt der Abgase verringert (Prinzip der Schichtladung).

Nach einem anderen Merkmal der Erfindung ist im Zylinderkopf eine zum Kolben hin offene Einspritzkammer angeordnet. Der Normalschnitt dieser Einspritzkammer bezüglich der Zylinderachse besitzt ovale, vorzugsweise elliptische Form.

Die Einspritzkammer weist zum Kolben hin eine Einschnürringung auf. In der zylinderkopfseitigen Stirnwand derselben sind ein Einlaßventil und ein Auslaßventil angeordnet.

Die Einspritzdüse und/oder die Zündkerze sind bzw. ist in der peripheren Begrenzungswand der Einspritzkammer angeordnet. Dabei ist die Achse der Einspritzdüse auf die Zündkerze hin gerichtet. Dies gibt optimale Zündbedingungen, auch bei Betrieb des Motors mit geringem Luftüberschuß.

030067/0315

11
In den Zeichnungen sind drei Ausführungen des Erfindungsgegenstandes mit erläuternden Diagrammen beispielhaft dargestellt.

Es zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt des neuen Motors, ausgeführt als Dieselmotor, als erste Ausführungsform

Fig. 2a ein Druck-Volumen-Diagramm über dem Kolbenhub

Fig. 2b dasselbe Druck-Volumen-Diagramm über dem Steuerdiagramm (Kurbelkreis).

Fig. 3 einen Längsschnitt des neuen Dieselmotors mit Wärmetauscher, als zweite Ausführungsform

Fig. 4a ein Druck-Volumen-Diagramm über dem Kolbenhub der zweiten Ausführungsform

Fig. 4b dasselbe Druck-Volumen-Diagramm über dem Kurbelkreis

Fig. 5 das Temperatur-Entropie-Diagramm des in Fig. 3 dargestellten Dieselmotors.

Fig. 6 einen Längsschnitt des neuen Motors, ausgeführt als Ottomotor, als dritte Ausführungsform

Fig. 6a einen horizontalen Detailschnitt durch den Zylinderkopf nach der Linie A - B von Fig. 6

Fig. 7a ein Druck-Volumen-Diagramm über dem Kolbenhub

Fig. 7b dasselbe Druck-Volumen-Diagramm über dem Kurbelkreis

Fig. 8 das Temperatur-Entropie-Diagramm des in Fig. 6 dargestellten Ottomotors

Bei dem in Fig. 1 dargestellten Dieselmotor (Einzylinde-
maschine) als der ersten Ausführungsform des Erfindungsgegen-

030067/0315

standes ist in der Zylinderwand 1 die Zylinderlaufbüchse 2 angeordnet. Zwischen den beiden befindet sich der Kühlkanal 3, der während des Betriebes von vorverdichteter Luft (Verbrennungsluft und überschüssiger Kühlluft) durchströmt wird.

Der Kolben 4 überträgt seine Kraft über die Pleuelstange 5 auf die Kurbelwelle 6 (verdreht gezeichnet).

Über der Zylinderwand 1 sitzt der Zylinderkopf 7 mit dem Kühlraum 8. Dieser Kühlraum 8 wird während des Betriebes von der aus dem Kühlkanal 3 kommenden, vorverdichteten Luft durchströmt.

Im Zylinderkopf 7 sind die zentrale Einspritzdüse 9 sowie das Einlaßventil 10 und das Auslaßventil 11 angeordnet.

Der dargestellte Dieselmotor besitzt ein Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat 12, das aus dem Schraubenspindel-Nachentspannungsaggregat 12a, dem Schraubenspindelverdichter 12b als Vorverdichtungsaggregat und dem Schraubenspindel-Entspannungsaggregat 12c für die überschüssige Kühlluft besteht. Die Geräte 12a, 12b und 12c sitzen auf der gemeinsamen Welle 12d, die mit der Kurbelwelle 6 über das variable Übersetzungsgetriebe 13 mechanisch verbunden ist. (Gegebenenfalls kann auch ein invariantes Übersetzungsgetriebe verwendet werden.)

Der Schraubenspindelverdichter 12b besitzt ein doppel-manteliges, von Kühlwasser (bzw. Kühlluft) durchströmtes Gehäuse, wodurch eine (angenähert) isotherme Vorverdichtung der Verbrennungsluft und der überschüssigen Kühlluft erreicht wird. Bei großen Motoren können zur Verbesserung der Kühlwirkung auch mehrere Schraubenspindelverdichter 12b angeordnet sein, die bezüglich der zu verdichtenden Luft parallel geschaltet sind.

030067/0315

Die im Vorverdichtungsaggregat 12b komprimierte Luft strömt über die Verbindungsleitung 14 zum Kühlkanal 3 zwischen Zylindermantel 1 und Zylinderlaufbüchse 2 und von diesem in den Kühlraum 8 des Zylinderkopfes 7.

Vom Kühlraum 8 strömt die vorkomprimierte Luft (mit einem Verdichtungsdruck von ca 6 bar und einer Vorwärmtemperatur von ca. 300°C) über die Verbindungsleitung 15 teils als Verbrennungsluft über die Leitung 15a zum Einlaßventil 10 und über die Leitung 15b zum Entspannungsaggregat 12c, das das Vorverdichtungsaggregat 12b antreibt.

Durch diese Entspannung der auf ca. 300°C vorgewärmten Kühlluft wird ein Teil der im Zylinder und im Zylinderkopf zunächst verlorenen Energie in mechanische Energie verwandelt. Die vorgewärmte Kühlluft kann in einer gesonderten Brennkammer 16 gegebenenfalls auch noch zusätzlich aufgeheizt werden, wodurch eine Leistungssteigerung des Motors erreichbar ist.

Vom Auslaßventil 11 strömen die teilentspannten Abgase (Entspannungsdruck ca 4 bar) aus dem Zylinder über die Leitung 17 zum Nachentspannungsaggregat 12a, das ebenfalls das Vorverdichtungsaggregat 12b antreibt.

Die Vorwärmung der vorverdichteten Luft im Kühlkanal 3 und im Kühlraum 8 ist beim Dieselmotor notwendig, um bei der nachfolgenden Kompression im Zylinder eine ausreichend hohe Verdichtungsendtemperatur zu erlangen, die die Zündung des eingespritzten Brennstoffes gewährleistet.

Im Steuerdiagramm sind die Öffnungswinkel (Öffnungszeitpunkte) des Einlaßventils 10 und des Auslaßventils 11

030067/0315

eingetragen.

Von besonderer Bedeutung ist dabei die Schließverzögerung des Einlaßventils 10 während des Kompressionshubes, die während des Arbeitshubes eine Nachexpansion des Verbrennungsgases und damit eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Motors ermöglicht. (In Fig. 2a ist dieser Arbeitsgewinn der Nachexpansion schraffiert dargestellt.)

Von Bedeutung ist es auch, daß der (mittlere) Ansaugdruck beachtlich (um ca. 2 bar) über dem (mittleren) Ausschubhub liegt. Dies erhöht den mittleren effektiven Zylinderdruck des Motors.

In Fig. 2b ist durch Schraffur die während eines Arbeitsspielles (zwei Kurbelumdrehungen) gewonnene Arbeitsfläche gekennzeichnet.

Bei dem in Fig. 3 dargestellten Dieselmotor als der zweiten Ausführungsform des Erfindungsgegenstandes besitzt derselbe einen Wärmetauscher 18, in dem die vorverdichtete Verbrennungsluft von den aus dem Nachenspannungsgerät 12a austretenden Abgasen vorgewärmt wird.

Die im Vorverdichtungsaggregat 12b vorkomprimierte Luft strömt über die Leitung 19 zum Wärmetauscher 18 und von diesem über die Leitung 19a zum Einlaßventil 10.

Die Kühlluft strömt über die Leitung 19b zum Kühlkanal 3, von diesem über den Kühlraum 8 und die Leitung 20 zum Entspannungsaggregat 12c.

Die Zylinderabgase (Expansionsdruck ca 4 bar) strömen wieder über die Leitung 17 zum Nachentspannungsaggregat 12a und von diesem über die Leitung 17a zum Wärmetauscher 18.

030067/0315

Die übrigen Positionen des in Fig. 3 dargestellten Dieselmotors stimmen mit den Positionen des in Fig. 1 gezeichneten Dieselmotors weitgehend überein.

Der in Fig. 3 dargestellte Dieselmotor hat gegenüber dem in Fig. 1 gezeichneten Dieselmotor noch einen etwas verringerten spezifischen Treibstoffverbrauch, da bei ersterem die Leistungsabgabe im Entspannungsaggregat 12c der Kühlluft größer ist. Die zusätzliche Leistungsabgabe des Aggregates 12c wird über das Übersetzungsgetriebe 13 in die Kurbelwelle geleitet.

Der in Fig. 3 dargestellte Dieselmotor hat gegenüber solchen herkömmlicher Bauart auch dann noch einen reduzierten spezifischen Treibstoffverbrauch, wenn aus irgend einem Grunde die Luftkühlung der Zylinder und Zylinderköpfe nicht anwendbar ist.

In Fig. 5 ist im Temperatur-Entropie-Diagramm für den in Fig. 3 dargestellten Dieselmotor der thermodynamische Kreisprozeß eingezeichnet.

- I - II ist die isotherme Vorverdichtung
- II - III die isobare, regenerative Vorwärmung in Pos. 18
- III - IV die adiabatische Kompression im Zylinder
- IV - V der isochore Verbrennungsanteil
- V - VI der isobare Verbrennungsanteil
- VI - VII die adiabatische Expansion im Zylinder
- VII - VIII die adiabatische Nachexpansion (Pos. 12a)
- VIII - IX die Abkühlung der Abgase im Wärmetauscher 18
- IX - I die Abgabe von Abwärme (mit den Abgasen aus Pos. 18)

030067/0315

Bei dem in Fig. 6 dargestellten Ottomotor (Einzylin-
dermaschine), als der dritten Ausführungsform des Erfindungs-
gegenstandes, stimmen die Positionen mit denen in Fig. 1 dar-
gestellten Dieselmotor überein wenn die Positionsnummern die-
selben sind.

Im Zylinderkopf 7 mit dem Kühlraum 8 ist die zum Kolben 4
offene Einspritzkammer 21 angeordnet, die eine Einschnürung 22
aufweist. Wie in Fig. 6a ersichtlich, besitzt die Einspritz-
kammer 21 einen elliptischen Normalquerschnitt.

In der zylinderkopfseitigen Stirnwand dieser Einspritz-
kammer 21 sind das Einlaßventil 10 und das Auslaßventil 11 an-
geordnet.

Im peripheren Bereich der Einspritzkammer 21 sind die
Einspritzdüse 9' (für Benzineinspritzung) und die Zündkerze 23
angeordnet. Dabei zeigt die Achse der Einspritzdüse 9' auf die
Zündkerze 23. Durch diese Anordnung ist es möglich, im Bereich
vor der Zündkerze 23 eine örtlich höhere Treibstoffkonzentra-
tion zu erzielen, die einerseits eine gute Zündung gewährlei-
stet, andererseits es erlaubt, den gesamten Verbrennungspro-
zeß mit geringem Luftüberschuß zu betreiben, was den spezifi-
schen Treibstoffverbrauch verringert und den Schadstoffgehalt
in den Abgasen reduziert.

Auch dieser Ottomotor besitzt ein Nachentspannungs-
Vorverdichtungsaggregat 12, das aus dem Schraubenspindel-
Nachentspannungsaggregat 12a für die Zylinderabgase, dem ge-
kühlten Schraubenspindelverdichter 12b für Verbrennungsluft
und Kühlluft und dem Schraubenspindel-Entspannungsaggregat 12c
für die Kühlluft besteht.

030067/0315

Vom Vorverdichtungsaggregat 12b strömt ein Teil der vor-komprimierten Luft als Verbrennungsluft über die Leitung 24 zum Einlaßventil 10 im Zylinderkopf 7. Eine Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft findet nicht statt um die Kompressionsendtemperatur im Zylinder nicht zu hoch ansteigen zu lassen, wodurch die Gefahr von Frühzündungen vermieden wird.

Der andere Teil der vorverdichteten Luft strömt als Kühlluft über die Leitung 25 in den Kühlkanal 3 und von diesem in den Kühlraum 8 des Zylinderkopfes 7.

Aus dem Kühlraum 8 strömt die Kühlluft mit einer Vorwärmtemperatur von ca. 300°C über die Leitung 20 zum Entspannungsaggregat 12c, das den Vorverdichter 12b antreibt.

Die Abgase des Zylinders strömen über das Auslaßventil 11 und die Leitung 17 zum Nachentspannungsaggregat 12a, das ebenfalls den Vorverdichter 12 b antreibt.

Im Steuerdiagramm sind wieder die Öffnungswinkel (Öffnungszeitpunkte) des Einlaßventils 10 und des Auslaßventils 11 eingetragen.

Wiederum weist das Einlaßventil 10 während des Kompressionshubes eine starke Schließverzögerung auf, die während des Arbeitshubes eine Nachexpansion der Verbrennungsgase ermöglicht.

Der (mittlere) Ansaugdruck liegt wiederum beachtlich (um ca. 2 bar) über dem (mittleren) Ausschubdruck, wie dies im Druck-Volumen-Diagramm (Fig. 7a bzw. Fig. 7b) ersichtlich ist.

Im Steuerdiagramm und in den Druck-Volumen-Diagrammen (Fig. 7a, Fig. 7b) sind auch die Kurbelwinkel bzw. Kolbenwege

030067/0315

eingetragen, während welcher während des Kompressionshubes die Benzineinspritzung BE über die Düse 9' in den Zylinder bzw. die Einspritzkammer 21 erfolgt. Diese Benzineinspritzung beginnt unmittelbar nach dem Schließen des Einlaßventils 10 und endet vor dem zylinderkopfseitigem Totpunkt.

In Fig. 8 ist im Temperatur-Entropie-Diagramm für den in Fig. 6 dargestellten Ottomotor der thermodynamische Kreispro-
zess eingezeichnet.

- X - XI ist die isotherme Vorverdichtung
- XI - XII die adiabatische Kompression im Zylinder
- XII - XIII der isochore Verbrennungsanteil
- XIII - XIV der isobare Verbrennungsanteil
- XIV - XV die adiabatische Expansion im Zylinder
- XV - XVI die adiabatische Nachexpansion (Pos. 12a)
- XVI - X die Abgabe von Abwärme (mit den Abgasen aus Pos. 12a)

Der in Fig. 6 dargestellte neue Ottomotor hat zufolge seines höheren Gesamtverdichtungsverhältnisses, seiner "Nachexpansion" in den Zylindern und infolge der Benzineinspritzung in die Zylinder gegenüber herkömmlichen Ottomotoren auch dann noch einen erheblich reduzierten spezifischen Treibstoffverbrauch wenn er mit Wasserkühlung ausgerüstet ist.

030067/0315

-19-
Leerseite

Nummer:
 Int. Cl.2:
 Anmeldetag:
 Offenlegungstag:

29 30 124
 F 02 B 29/00
 25. Juli 1979
 12. Februar 1981

-23 -
 2930124

Fig. 2a

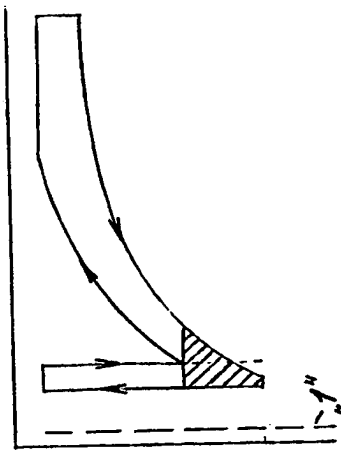


Fig. 2b

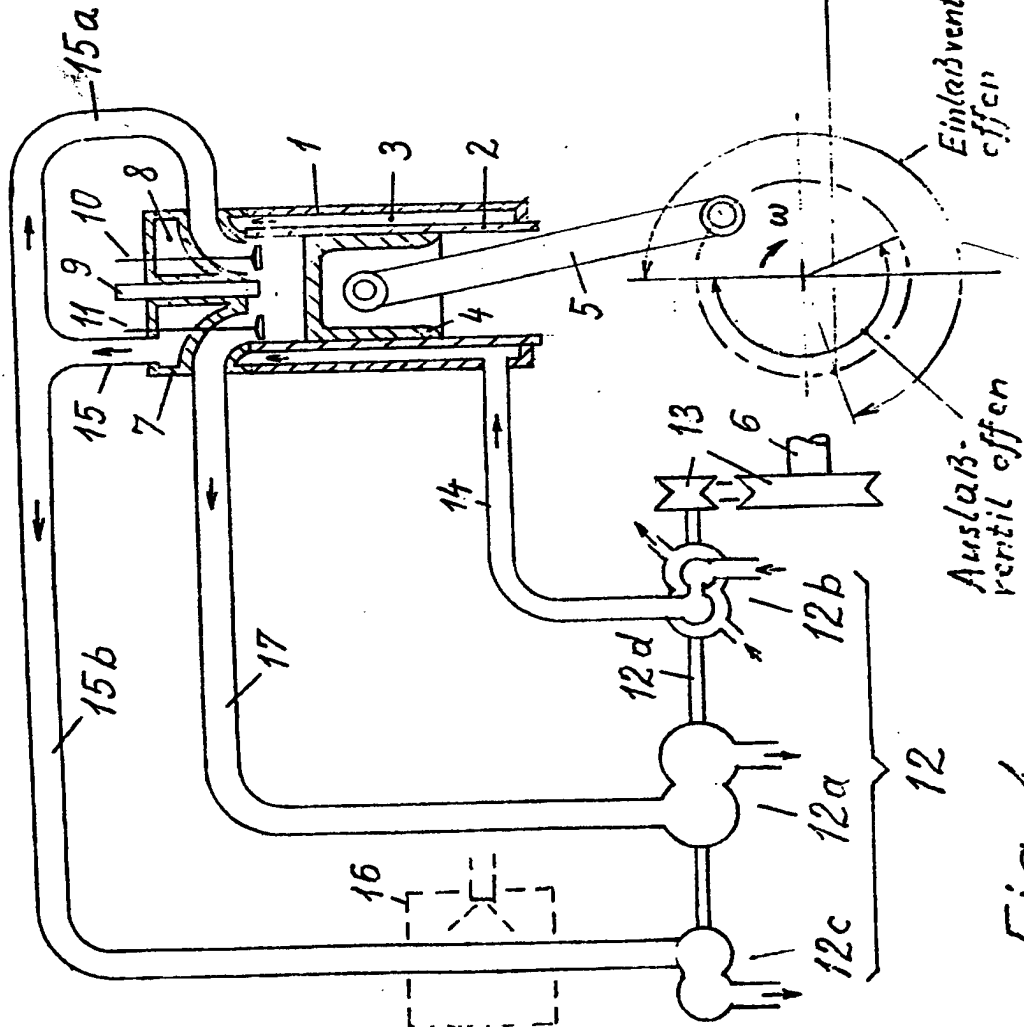
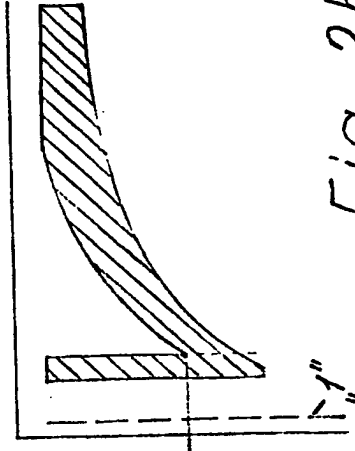
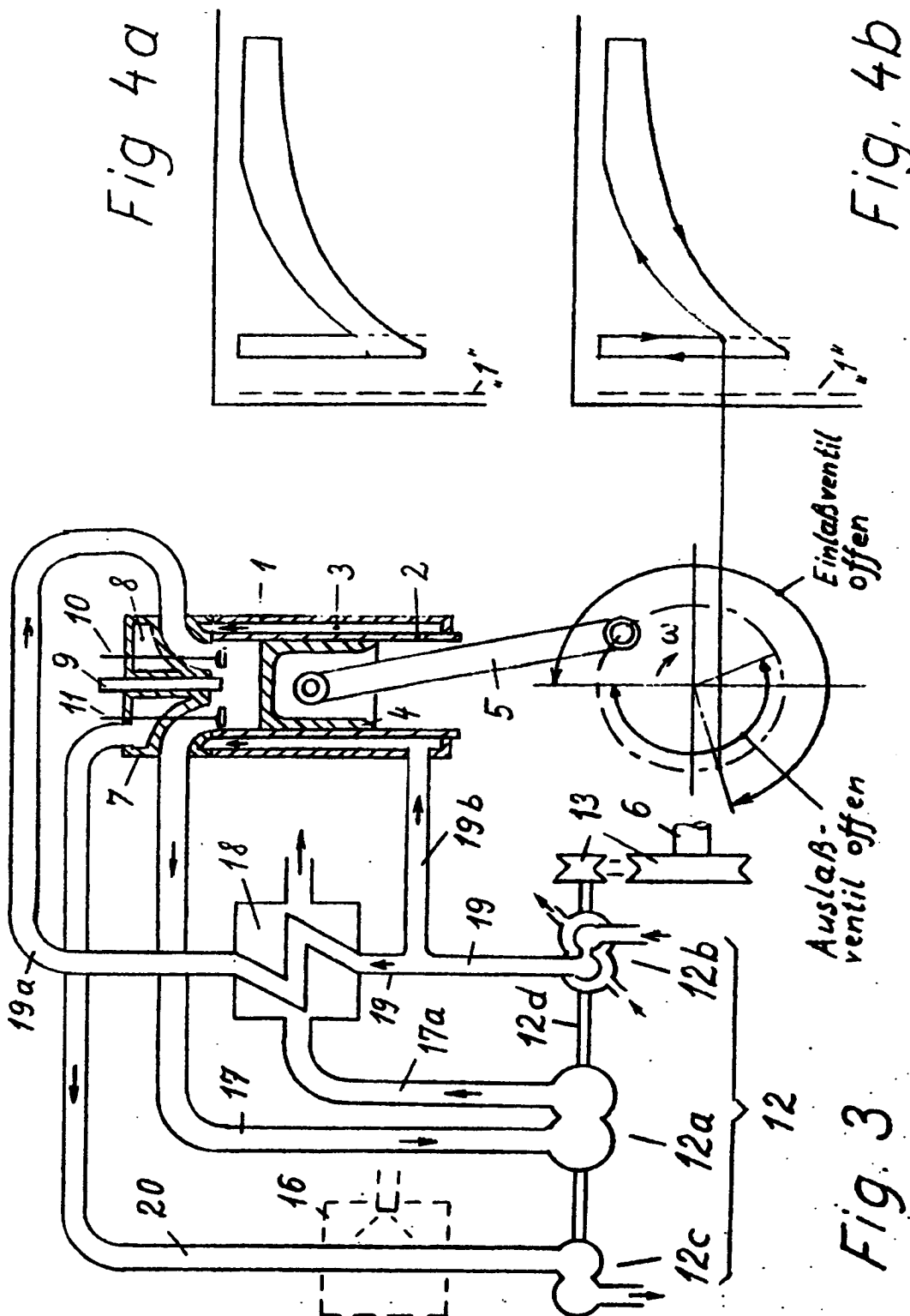


Fig. 1

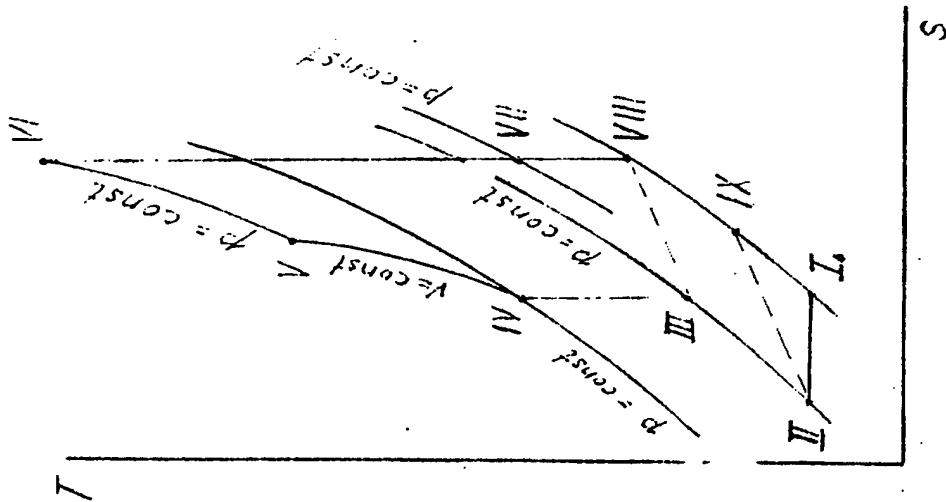
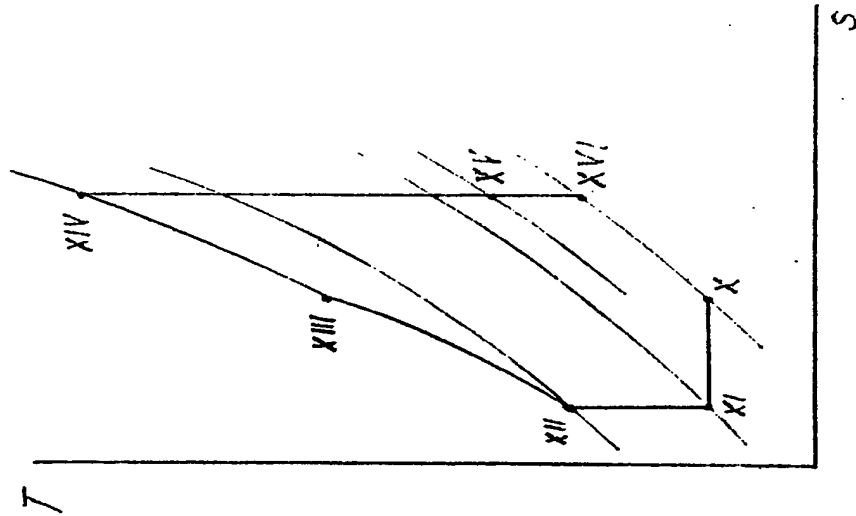
Less than 270°
 2 50% of compression

030067/0315

ORIGINAL INSPECTED



030067/0315



030067/0315

ORIGINAL INSPECTED

